

## Compound turbocharged IC engine

**Publication number:** DE4429855

**Publication date:** 1995-08-17

**Inventor:** HIERETH HERMANN DR ING (DE); DAEUBLE HARALD DR ING (DE); MARQUARDT KLAUS-JUERGEN DIPL I (DE); HOFFMANN MICHAEL DIPL ING (DE)

**Applicant:** DAIMLER BENZ AG (DE)

**Classification:**

**- International:** *F02B37/10; F02B37/04*; (IPC1-7): F02B37/04; F02B37/14

**- European:** F02B37/10B

**Application number:** DE19944429855 19940823

**Priority number(s):** DE19944429855 19940823

**Also published as:**



US5729978 (A1)

ITRM950511 (A)

GB2292774 (A)

FR2723982 (A1)

**Report a data error here**

### Abstract of **DE4429855**

A supercharged internal combustion engine having an exhaust gas turbocharger which includes an exhaust gas turbine 8 and a compressor 10, the exhaust gas turbine 8 and the compressor 10 being connected to a turbocharger shaft 9. An appliance 4 for the transmission of power for the purpose of a mechanical step-up drive capability for the exhaust gas turbocharger is arranged between the turbocharger shaft 9 and the crankshaft 3 of the internal combustion engine 1, and the appliance including at least one step-up gear 7 and a controllable hydrodynamic coupling K for torque transmission arranged between the crankshaft 3 and the turbocharger shaft 9. The hydrodynamic coupling K can be locked up by a mechanical or electro-mechanical clutch 11 and is arranged between the step-up gear 7 and the crankshaft 3 of the internal combustion engine. A two speed gear box 5 may be provided and a clutch 12 for disconnecting the turbine from the compressor. A free wheel (14) (Figure 3) may also be provided. The arrangement enables improved response of the turbocharger during transient operation of the engine.

---

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Patentschrift  
10 DE 44 29 855 C 1

51 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
F 02 B 37/04  
F 02 B 37/14

21 Aktenzeichen: P 44 29 855.2-13  
22 Anmeldetag: 23. 8. 94  
43 Offenlegungstag: —  
45 Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 17. 8. 95

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:  
Mercedes-Benz AG, 70327 Stuttgart, DE

72 Erfinder:  
Hiereth, Hermann, Dr.-Ing., 73732 Esslingen, DE;  
Däuble, Harald, Dr.-Ing., 73240 Wendlingen, DE;  
Marquardt, Klaus-Jürgen, Dipl.-Ing., 73630  
Remshalden, DE; Hoffmann, Michael, Dipl.-Ing.,  
71384 Weinstadt, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE	32 24 006 A1
GB	20 80 432 A
US	50 33 269

54 Aufgeladene Brennkraftmaschine mit mechanischer Hochtriebsmöglichkeit eines Abgasturboladers

57 Die Erfindung bezieht sich auf eine aufgeladene Brennkraftmaschine mit einem Abgasturbolader, der eine Abgasturbine und einen Verdichter umfaßt, wobei Abgasturbine und Verdichter mit einer Turboladerwelle verbunden sind und zwischen dieser und der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine eine Vorrichtung zur Leistungsübertragung zwecks mechanischer Hochtriebsmöglichkeit des Abgasturboladers angeordnet ist und wobei die Vorrichtung mindestens einen Hochtrieb und eine zwischen Kurbelwelle und Turboladerwelle angeordnete steuerbare hydrodynamische Kupplung zur Drehmomentübertragung umfaßt.

Um eine gattungsgemäße Brennkraftmaschine baulich einfach und kompakt derart auszubilden, daß eine bessere Drehmomentanhebung der Brennkraftmaschine im unteren Drehzahlbereich durch den mechanischen Hochtrieb des Abgasturboladers erreichbar ist und zudem wesentlich kürzere Schaltzeiten im Instationärbetrieb der Brennkraftmaschine realisierbar sind, wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, daß die hydrodynamische Kupplung durch eine mechanisch oder elektromechanisch schaltbare Kupplung überbrückbar und zwischen dem Hochtrieb und der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine angeordnet ist.

DE 44 29 855 C 1

DE 44 29 855 C 1

Die Erfindung bezieht sich auf eine aufgeladene Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Aus der DE 32 24 006 A1 ist bereits eine aufgeladene Brennkraftmaschine der gattungsgemäßen Art bekannt, die einen Abgasturbolader mit Ladeluftkühlung und eine Vorrichtung zur Leistungsübertragung von der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine zum Abgasturbolader aufweist. Die Vorrichtung dient zur mechanischen Hochtriebsmöglichkeit des Abgasturboladers und umfaßt ein Zahnradgetriebe nebst einer regelbaren hydrodynamischen Kupplung, die auf der Turboladerwelle nach einem Hochtrieb angeordnet ist. Eine Überschußleistung der Abgasturbine ist über besagte Vorrichtung auf die Kurbelwelle übertragbar. Zur Optimierung des Betriebsverhaltens des Abgasturboladers werden Beschleunigungsdüsen in der Abgasleitung und leistungssparende Drall-Zuströmdrosseln zum Verdichter verwendet.

Zum allgemeinen technischen Hintergrund wird noch auf die Druckschriften US 5 033 269 und GB 2 080 432 A verwiesen.

Ein Nachteil von aufgeladenen Brennkraftmaschinen der gattungsgemäßen Art liegt darin, daß eine für ausreichende Ladeluftlieferung genügend hohe Drehzahl des Abgasturboladers bei niederen Drehzahlen der Brennkraftmaschine nicht realisierbar ist, da die hydrodynamische Kupplung nach dem Hochtrieb auf der Turboladerwelle angeordnet ist und daher lediglich eine Gesamthochtriebskennlinie möglich ist, bei der die Hochtriebs-Grenzdrehzahl erst bei maximaler Motordrehzahl erreicht wird.

Zudem besteht das Problem, daß im Instationärbetrieb der Brennkraftmaschine (z. B. beim schnellen Hochlaufen) sehr kurze Schaltzeiten der Kupplung zwischen Kurbelwelle und Hochtrieb erforderlich sein können, die wegen der Befüll- und Entleerdauer der hydrodynamischen Kupplung bei deren Anordnung gemäß dem gattungsgemäßen Stand der Technik nicht erreichbar sind.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine gattungsgemäße Brennkraftmaschine baulich einfach und kompakt derart auszubilden, daß eine bessere Drehmomentanhebung der Brennkraftmaschine im unteren Drehzahlbereich durch den mechanischen Hochtrieb des Abgasturboladers erreichbar ist und zudem wesentlich kürzere Schaltzeiten im Instationärbetrieb der Brennkraftmaschine realisierbar sind.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im Kennzeichen des Hauptanspruches gegebenen Merkmale gelöst.

Ein Vorteil der erfindungsgemäßen Anordnung liegt darin, daß durch die Anordnung der hydrodynamischen Kupplung zwischen Hochtrieb und Kurbelwelle eine sehr hohe Übersetzung des Hochtriebes realisierbar ist. So sind bereits bei niederen Drehzahlen der Brennkraftmaschine sehr hohe Drehzahlen des Ladeluftverdichters (bzw. des Abgasturboladers) erreichbar. Entscheidend ist, daß bei höherer Drehzahl der Brennkraftmaschine durch Entleeren der hydrodynamischen Kupplung eine Überdrehzahl des Hochtriebes verhindert werden kann.

Ein weiterer Vorteil der Erfindung ist die Überbrückbarkeit der hydrodynamischen Kupplung durch eine schaltbare mechanische oder elektromechanische Kupplung. Dadurch sind wesentlich kürzere Schaltzeiten realisierbar, als die durch Befüllung und Entleerung

bedingten minimalen Schaltzeiten der hydrodynamischen Kupplung. Dies ist besonders beim schnellen Hochlaufen der Brennkraftmaschine vorteilhaft.

Durch die erfindungsgemäße Ausgestaltung nach den Ansprüchen 2 und 3 kann mittels eines abgestimmten 2-Gang-Wechselgetriebes die Übersetzung der Gänge so gewählt werden, daß im ersten Gang, ohne die Grenzdrehzahl des Hochtriebes zu überschreiten, eine sehr hohe Drehzahl des Abgasturboladers und damit ein relativ hoher Ladeluftdruck bereits bei niederen Drehzahlen der Brennkraftmaschine erreichbar ist. Desweiteren wird durch einen derart ausgelegten ersten Gang des Wechselgetriebes eine Optimierung der Laderdrehzahl bei ansteigender Drehzahl der Brennkraftmaschine durch Entleerung der hydrodynamischen Kupplung bis zum Freilauf bzw. Selbstlauf des Abgasturboladers ermöglicht. Im zweiten Gang wird die Übersetzung so gewählt, daß die Grenzdrehzahl von Abgasturbolader und Hochtrieb erst bei der über Nenndrehzahl liegenden Maximaldrehzahl der Brennkraftmaschine erreicht wird.

Die Ausgestaltung der Erfindung nach den Ansprüchen 5, 6 und 7 ermöglicht es, bei niederer Drehzahl der Brennkraftmaschine die Abgasturbine vom Ladeluftverdichter zunächst abzukuppeln, so daß der mechanische Hochtrieb lediglich den Ladeluftverdichter antreiben muß und das Massenträgheitsmoment der Turbine nicht mitüberwunden werden muß. Bei höherer Drehzahl der Brennkraftmaschine wird die Abgasturbine durch den Abgasstrom beschleunigt und bei einer vorgegebenen Drehzahl durch die schaltbare Kupplung (z. B. Fliehkraftkupplung) auf der Turboladerwelle eingekuppelt.

Weitere Ausgestaltungen und Vorteile der Erfindung gehen aus den übrigen Unteransprüchen und der Beschreibung hervor.

In den Zeichnungen ist die Erfindung anhand dreier Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine Prinzipzeichnung einer erfindungsgemäßen aufgeladenen Brennkraftmaschine mit einer mechanischen Hochtriebsmöglichkeit eines Abgasturboladers, wobei zwischen Kurbelwelle der Brennkraftmaschine und Abgasturbolader ein schaltbares zweistufiges Wechselgetriebe, eine mechanisch überbrückbare hydrodynamische Kupplung und ein Hochtrieb angeordnet ist,

Fig. 2 in einem zweiten Ausführungsbeispiel der Erfindung eine Prinzipzeichnung analog zu Fig. 1 mit einer auf der Turboladerwelle zwischen Hochtrieb und Turbine des Abgasturboladers angeordneten Fliehkraftkupplung,

Fig. 3 in einem dritten Ausführungsbeispiel eine Prinzipzeichnung analog zu Fig. 1 mit einem auf der Turboladerwelle angeordneten schaltbaren Freilauf des Hochtriebes, jedoch ohne das zweistufige Wechselgetriebe und

Fig. 4 ein Diagramm, in dem in Abhängigkeit der Motordrehzahl und der eingelegten Gangstufe des zweistufigen Wechselgetriebes für die hydrodynamische Kupplung deren jeweiliger Füllungsgrad und für den Abgasturbolader dessen zugehörige Drehzahl aufgezeichnet ist.

Die Fig. 1 und 2 zeigen eine Prinzipzeichnung einer aufgeladenen, luftverdichtenden Brennkraftmaschine 1 (Motor) mit einer mechanischen Hochtriebsmöglichkeit eines Abgasturboladers 2. Zwischen Kurbelwelle 3 der Brennkraftmaschine 1 und Abgasturbolader 2 ist eine Vorrichtung 4 zur Leistungsübertragung angeordnet,

die ein schaltbares, zweistufiges Wechselgetriebe 5, eine mechanisch überbrückbare, regelbare hydrodynamische Kupplung 6 und einen Hochtrieb 7 umfaßt.

Der Abgasturbolader 2 umfaßt eine Abgasturbine 8, die durch eine Turboladerwelle 9 mit einem Ladeluftverdichter 10 verbunden ist.

Die hydrodynamische Kupplung 6 ist durch eine schaltbare, mechanische Kupplung 11 überbrückbar, wodurch auch zeitlich sehr kurze Schaltvorgänge realisierbar sind, etwa beim schnellen Hochfahren der Brennkraftmaschine. Die hydrodynamische Kupplung 6 nebst mechanischer Kupplung 11 bildet eine Kupplungseinheit K, die zwischen dem Hochtrieb 7 und der Kurbelwelle 3 der Brennkraftmaschine 1 angeordnet ist.

Die Kupplungseinheit K ist so gebaut, daß die schaltbare mechanische Kupplung 11 unabhängig vom Füllungsgrad der hydrodynamischen Kupplung 6 eine Abtriebswelle 5b des Wechselgetriebes 5 und eine Antriebswelle 7a des Hochtriebes 7 in sehr kurzer Zeit (ca. 0,2—0,4 Sekunden) zusammenkuppeln kann. Bei entleerter hydrodynamischer Kupplung 6 und geschlossener mechanischer Kupplung 11 ist die Verbindung zwischen Antrieb und Hochtrieb 7 durch Öffnen der mechanischen Kupplung 11 sehr schnell lösbar. In einer bevorzugten baulichen Ausführung der Kupplungseinheit K ist die mechanische Kupplung 11 in der hydrodynamischen Kupplung 6 angeordnet.

Das schaltbare, zweistufige Wechselgetriebe 5 ist, von der Kurbelwelle 3 aus betrachtet, vor der Kupplungseinheit K angeordnet, die sich wiederum vor dem Hochtrieb 7 befindet.

Die Gangstufen des zweistufigen Wechselgetriebes 5 sind derart abgestimmt, daß bereits bei niedriger Drehzahl der Brennkraftmaschine 1 (Motordrehzahl) im 1. Gang des Wechselgetriebes 5 eine Drehzahl  $n_{AÜ}$  (s. Fig. 4) des Abgasturboladers 2 nahe der Grenzdrehzahl  $n_g$  des Hochtriebes 7 erreichbar ist, so daß der Abgasturbolader 2 bereits bei niedriger Motordrehzahl  $n$  einen relativ hohen Ladeluftdruck liefert. Der 2. Gang  $g_2$  wird so gewählt, daß die Grenzdrehzahl  $n_g$  von Hochtrieb 7 und Abgasturbolader 2 erst mit der Maximaldrehzahl  $n_{max}$  des Motors erreicht werden. Die Übersetzung des Hochtriebes 7 liegt dabei in einem Bereich von 10 : 1—20 : 1, vorzugsweise etwa bei 15 : 1.

In Fig. 2 ist die Abgasturbine 8 und der Ladeluftverdichter 10 durch eine auf der Turboladerwelle 9 zwischen Hochtrieb 7 und Abgasturbine 8 angeordnete schaltbare Kupplung 12 (z. B. Fliehkraftkupplung) verbunden. In dieser Ausführung besteht die Turbinenwelle 9 aus einer Verdichterwelle 9a und einer Turbinenwelle 9b, die über die Kupplung 12 zusammenkuppelbar sind. Zwischen Kurbelwelle 3 und Eingangswelle 5a des Schaltgetriebes 5 ist ein Riementrieb 13 mit kurbelwellenseitiger Riemenscheibe 13a, eingangswellenseitiger Riemenscheibe 13b und Keilriemen 13c angeordnet. Die Übersetzung des Riementriebes 13 von der Kurbelwelle 3 zur Eingangswelle 5a beträgt etwa 2 : 1 bis 4 : 1.

Bei der Ausführung gemäß Fig. 2 wird beim Hochfahren des Motors bei mechanisch angetriebenem Ladeluftverdichter 10 und gelöster Kupplung 12 die Abgasturbine 8 nur durch den Abgasstrom der Brennkraftmaschine 1 angetrieben. Bei steigender Motordrehzahl  $n$  überholt die Abgasturbine 8 den mechanischen Antrieb und die Kupplung 12 kuppelt bei einer vorgegebenen Drehzahl der Turbinenwelle 9b diese mit der Verdichterwelle 9a der Turboladerwelle 9 zusammen.

In Fig. 3 besitzt der Hochtrieb 7 für die Turboladerwelle 9 zwecks Abkoppung vom mechanischen Antrieb

einen Freilauf 14, wobei dieser an dem auf der Turboladerwelle 9 sitzenden Ritzel 15 des Hochtriebes 7 angeordnet ist. Für gleiche Bauteile gemäß Fig. 1 und 2 werden die gleichen Bezugszeichen verwendet. Durch den Freilauf wird die Dynamik des Abgasturboladers 2 bei nicht unterstütztem Antrieb erhöht, da die Massen des Hochtriebes 7 und der hydrodynamischen Kupplung 6 durch den Abgasturbolader 2 nicht mitbeschleunigt werden müssen. In dieser Ausführung ist keine Drehzahlabsenkung des Abgasturboladers 2 möglich, weshalb das Schaltgetriebe hier entfällt. Ein Turbo-Compound-Betrieb ist bei dieser Variante nicht möglich.

Im folgenden wird die Funktions- und Betriebsweise der Erfindung anhand des in Fig. 4 gezeigten Diagramms erläutert, in dem der qualitative Zusammenhang zwischen der Motordrehzahl  $n$ , der Gesamtübersetzung  $i$  je nach eingelegter Gangstufe  $g$  des zweistufigen Wechselgetriebes 5, dem jeweiligen Füllungsgrad  $f$  der hydrodynamischen Kupplung 6 und der zugehörigen Drehzahl  $n_a$  des Abgasturboladers 2 dargestellt ist. Bei der Bezugnahme auf einzelne Bauteile werden die gleichen Bezugszeichen wie in den Fig. 1 bis 3 verwendet. In Fig. 4 ist jeweils qualitativ auf der Abszisse die Motordrehzahl  $n$  und auf der Ordinate die Drehzahl  $n_a$  des Abgasturboladers 2 sowie der Füllungsgrad  $f$  der hydrodynamischen Kupplung 6 aufgetragen.

Im Diagramm ist die jeweilige Gangstufe  $g$  ( $g_1, g_2$ ) des Wechselgetriebes 5 durchgezogen, der Füllungsgrad  $f$  der hydrodynamischen Kupplung 6 strichliert, die Drehzahl  $n_a$ ,  $n_{AÜ}$ ,  $n_g$  und  $n_{max}$  des Abgasturboladers 2 strichpunktiert, der Bereich des Turbo-Compound-Betriebes TCB schraffiert und die Grenzdrehzahl  $n_g$  des Hochtriebes 7 strichpunktstrichpunktiert dargestellt.

Die Werte  $i_1$  und  $i_2$  beziehen sich auf die jeweiligen Gesamtübersetzungen  $i$  ( $i_1, i_2$ ) für die Vorrichtung zur Leistungsübertragung 4, also die Gesamtübersetzung  $i$  jeweils von der Kurbelwelle 3 zur Turboladerwelle 9 je nach geschalteter Gangstufe  $g_1, g_2$  des Wechselgetriebes 5. Die Drehzahlanpassung des Abgasturboladers 2 bzw. der Übergang auf den Abgasturboladerbetrieb wird durch ein geregeltes Entleeren (Entleerungskurve E) der hydrodynamischen Kupplung 6 sichergestellt.

Bei freilaufendem, nur von der Abgasenergie des Motors angetriebenem Abgasturbolader 2 erfolgt dessen Beschleunigung beim schnellen Hochlaufen des Motors u. a. wegen der zu beschleunigenden rotierenden Massen verzögert. Bei der unterstützten Aufladung hängt der Abgasturbolader 2 (Drehzahl  $n_{AÜ}$ ) im unteren Motordrehzahlbereich und beim Hochlaufen mechanisch gekoppelt über den 1. Gang  $g_1$  des Wechselgetriebes 5, Kupplungseinheit K (gefüllte hydrodynamische Kupplung 6 und geschlossene mechanische Kupplung 11) und Hochtrieb 7 am Motor und kann so den für die Motorbeschleunigung erforderlichen Ladedruck aufbauen. Kurz vor dem Erreichen der Grenzdrehzahl  $n_g$  des Abgasturboladers 2 wird dieser durch Öffnen der mechanischen Kupplung 11 und stufenloses Entleeren der hydrodynamischen Kupplung 6 vom Motor getrennt.

Die Entleerung (Entleerungskurve E) beginnt bei einer vorgegebenen Motordrehzahl  $n_E$  und ist bei einer vorgegebenen Motordrehzahl  $n_M$  abgeschlossen ( $n_E < n_M$ ,  $n_M$  ca. 1000—1200 U/min). Bei  $n_M$  erfolgt bei entleerter hydrodynamischer Kupplung 6 und geöffneter mechanischer Kupplung 11 ein Umschalten des Wechselgetriebes 5 auf die 2. Gangstufe  $g_2$  ( $i_2 \approx 50$ ).

Solange die hydrodynamische Kupplung 6 entleert und die mechanische Kupplung 11 geöffnet ist, dreht der Abgasturbolader dann mit der von der Abgasenergie

bestimmten Drehzahl  $n_A$ . Bei befüllter oder teilbefüllter hydrodynamischer Kupplung 6 hängt die Drehzahl  $n_A$  des Abgasturboladers 2 natürlich zudem von der über den Hochtrieb 7 beaufschlagten Last ab.

Für den weichen Übergang von mechanischem (bzw. hydraulisch-mechanischem) zu abgasgetriebenem Antrieb des Abgasturboladers 2 muß dieser und die Übersetzung der Gangstufen  $g_1, g_2$  entsprechend abgestimmt werden. Unterstützt wird der weiche Übergang durch das Massenträgheitsmoment der drehenden Teile nach der hydrodynamischen Kupplung 6.

Reicht die Energie der rotierenden Massen nicht aus, um den Abgasturbolader 2 auf Drehzahl zu halten, kann dieser durch kurzzeitiges Schließen der mechanischen Kupplung 11 nochmals beschleunigt werden. Dies gilt auch für die darauffolgenden Schaltvorgänge, selbst wenn dort die durch die Antriebsübersetzung vorgegebene Drehzahl des Abgasturboladers 2 (Fig. 1) bzw. Ladeluftverdichters 10 (Fig. 2) überschritten ist, wobei dies jedoch einen kurzen rutschenden Antrieb über die Kupplung 11 bedingt.

Im Normal-Betriebsfall (Hauptfahrbereich) soll die Brennkraftmaschine 1 vorzugsweise bei geschaltetem 2. Gang  $g_2$  des Wechselgetriebes 5 und der Abgasturbolader 2 nur abgasgetrieben laufen. So kann im mittleren bis hohen Drehzahlbereich des Motors die Abgasturboladerdrehzahl  $n_A$  im ganzen Motorkennfeld über die zweite Gangstufe  $g_2$  des Wechselgetriebes 5 und durch Teilbefüllung der hydrodynamischen Kupplung 6 bei gelöster mechanischer Kupplung 11 den Bedürfnissen des Motors angepaßt werden.

Durch die Teilbefüllung wird die Laderdrehzahl und somit das Luftangebot für den Motor (hier luftverdichtende Brennkraftmaschine) auf das für den Motor optimale Luft/Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  ( $\lambda > 1$ ) für optimale Leistungsausbeute bei bestem Verbrauch eingestellt. Die überschüssige Energie der Turbine wird in diesem Bereich als mechanische Energie über die Leistungsübertragungseinrichtung 4 an den Motor abgegeben. Im Schubbetrieb des Motors wird aufgrund der niedrigeren Abgasenergie auch eine entsprechend geringere Drehzahl  $n_{AS}$  des Abgasturboladers 2 erreicht.

Im Motor-Bremsbetrieb soll bei üblicherweise hoher Motor-Drehzahl bei geschaltetem 2. Gang  $g_2$  des Wechselgetriebes ( $i_2 \approx 50$ ) die hydrodynamische Kupplung 6 mit Betätigung der Bremsklappe und/oder Betriebsbremse gefüllt werden (Befüllungskurven  $B_1, B_2$ ), wobei über den Füllungsgrad  $f$  der hydrodynamischen Kupplung 6 die Bremsleistung des Motors mitbestimmbar ist. Durch die aufgenommene Verdichterleistung und die hohe Füllung des Motors ist eine sehr hohe, die Motornennleistung übersteigende Bremsleistung erreichbar. Die im Motorbremsbetrieb durch geregeltes Befüllen der hydrodynamischen Kupplung 6 erreichbare hohe Motorbremsleistung wird zum einen dadurch erreicht, daß die volle Verdichterleistung als Bremsleistung nutzbar ist und zum anderen dadurch, daß der Motor mit der höchstmöglichen Luftmenge beschickt wird, die mittels Bremsklappe und/oder einer Dekompressionseinrichtung (z. B. Dekompressionsventil) in hohe Motorbremsleistung umsetzbar ist. Die Gesamtübersetzung  $i_2$  in der 2. Gangstufe  $g_2$  des Wechselgetriebes 5 ist so gewählt, daß die Grenzdrehzahl  $n_g$  von Abgasturbolader 2 und Hochtrieb 7 erst bei der maximalen Bremsdrehzahl des Motors, die meist deutlich höher liegt als die Nenndrehzahl  $n_N$ , erreicht wird.

Ein Motorbremsbetrieb ist natürlich auch in der ersten Gangstufe  $g_1$  möglich. Bei geschalteter erster

Gangstufe  $g_1$  ist eine Regelung der Drehzahl  $n_A$  des Abgasturboladers 2 bis zur Grenzdrehzahl  $n_g$  von Abgasturbolader 2 und Hochtrieb 7 möglich, wobei dann natürlich, gemäß oben geschilderter Wahl von  $i_2$  bzw.  $g_2$ , nicht die maximale Bremsdrehzahl des Motors erreichbar ist.

Desweiteren ist mit der erfindungsgemäßen Anordnung ein Turbo-Compound-Betrieb möglich, indem eine Einleitung der Überschußleistung der Abgasturbine 8 des Abgasturboladers 2 durch ein "Abbremsen", des Abgasturboladers 2 in der 2. Gangstufe  $g_2$  des Wechselgetriebes 5 vorgenommen wird (schraffierter Bereich im Diagramm).

Zur Begrenzung der Drehzahl  $n_A$  des Abgasturboladers 2 und zur Einspeisung der nicht benötigten Turbinenleistung in den Motor oder für den mechanischen Antrieb des Ladeluftverdichters 10 im Motor-Bremsbetrieb ist der Füllungsgrad  $f$  und damit der Schlupf der vom Motor-Öl-Kreislauf gespeisten hydrodynamischen Kupplung 6 entsprechend geeigneter Schaltstrategien stufenlos variabel.

Desweiteren ist auch eine  $\lambda$ -Regelung möglich. Durch die meist zu hohe Turbinenleistung im oberen Vollastdrehzahlbereich kommt es zu unnötig großen  $\lambda$ -Werten und Druckverhältnissen. Durch geregelte Abbremsung des Abgasturboladers 2 (Drehzahl  $n_{A\lambda-opt}$ ) kann die zugeführte Ladeluft auf optimale  $\lambda$ -Werte für den Motor eingestellt und die überschüssige Turbinenleistung an die Kurbelwelle 3 abgegeben werden.

In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung kann zur Überbrückung der hydrodynamischen Kupplung statt der mechanischen Kupplung auch eine elektromechanische Kupplung verwendet werden.

Ferner kann der in den Ausführungsbeispielen beschriebene Riementrieb durch einen Zahnradantrieb mit entsprechendem Achsversatzausgleich ersetzt werden. Die Übersetzung eines solchen Zahnradantriebes zwischen Kurbelwelle und Eingangswelle beträgt analog zum Riementrieb in etwa 2 : 1 bis 4 : 1.

Desweiteren bezieht sich die Erfindung selbstverständlich auch auf gemischverdichtende Brennkraftmaschinen in analoger Weise.

#### Patentansprüche

1. Aufgeladene Brennkraftmaschine mit einem Abgasturbolader, der eine Abgasturbine und einen Ladeluftverdichter umfaßt, wobei Abgasturbine und Ladeluftverdichter mit einer Turboladerwelle verbunden sind und zwischen dieser und der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine eine Vorrichtung zur Leistungsübertragung zwecks mechanischer Hochtriebsmöglichkeit des Abgasturboladers angeordnet ist und wobei die Vorrichtung mindestens einen Hochtrieb und eine zwischen Kurbelwelle und Turboladerwelle angeordnete regelbare hydrodynamische Kupplung zur Drehmomentübertragung umfaßt, **dadurch gekennzeichnet**, daß die hydrodynamische Kupplung (6) durch eine mechanisch oder elektromechanisch schaltbare Kupplung (11) überbrückbar und zwischen dem Hochtrieb (7) und der Kurbelwelle (3) der Brennkraftmaschine (1) angeordnet ist.

2. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 **dadurch gekennzeichnet** daß die hydrodynamische Kupplung (6) von der Kurbelwelle (3) aus betrachtet nach einem mit der Kurbelwelle (3) verbundenen Wechselgetriebe (5) mit mindestens zwei

Übersetzungen und vor dem Hochtrieb (7) angeordnet ist.

3. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Gangstufen des zweistufigen Wechselgetriebes (5) derart gewählt sind, daß im 1. Gang eine Drehzahl nahe der Grenzdrehzahl des Hochtriebes (7) und des Abgasturboladers (2) bereits bei niedrigerer Drehzahl der Brennkraftmaschine (1) erreichbar ist und im 2. Gang die Grenzdrehzahl von Hochtrieb (7) und Abgasturbolader (2) mit der Maximaldrehzahl der Brennkraftmaschine (1) erreicht wird.

4. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Hochtrieb (7) eine Übersetzung im Bereich von 10 : 1 — 20 : 1 aufweist.

5. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Abgasturbine (2) und der Ladeluftverdichter (10) durch eine auf der Turboladerwelle (9) zwischen Hochtrieb (7) und Abgasturbine (8) angeordnete schaltbare Kupplung (12) verbunden sind.

6. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die schaltbare Kupplung (12) eine Fliehkraftkupplung ist.

7. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Hochtrieb (7) für die Turboladerwelle (9) zwecks Abkopplung vom mechanischen Antrieb einen Freilauf (14) besitzt.

8. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Schaltgetriebe (5) und Kurbelwelle (3) ein Riementrieb (13) oder ein Zahnradantrieb angeordnet ist.

9. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß zur  $\lambda$ -Regelung der Brennkraftmaschine (1) durch geregelte Wiederbefüllung der hydrodynamischen Kupplung (6) der Abgasturbolader (2) mindestens bis zum Erreichen eines vorgegebenen  $\lambda$ -Wertes abbremsbar ist, wobei die überschüssige Leistung der Abgasturbine (8) auf die Kurbelwelle (3) übertragbar ist.

10. Aufgeladene Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß zur Erreichung einer hohen Motorbremswirkung bei hohen Motordrehzahlen der Abgasturbolader (2) im 2. Gang ( $g_2$ ) des Wechselgetriebes (5) mit der Kurbelwelle (3) verbunden und die Befüllung der hydrodynamischen Kupplung (6) in Abhängigkeit einer gewünschten Motorbremsleistung regelbar ist.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

55

60

65

- Leerseite -

Fig. 3

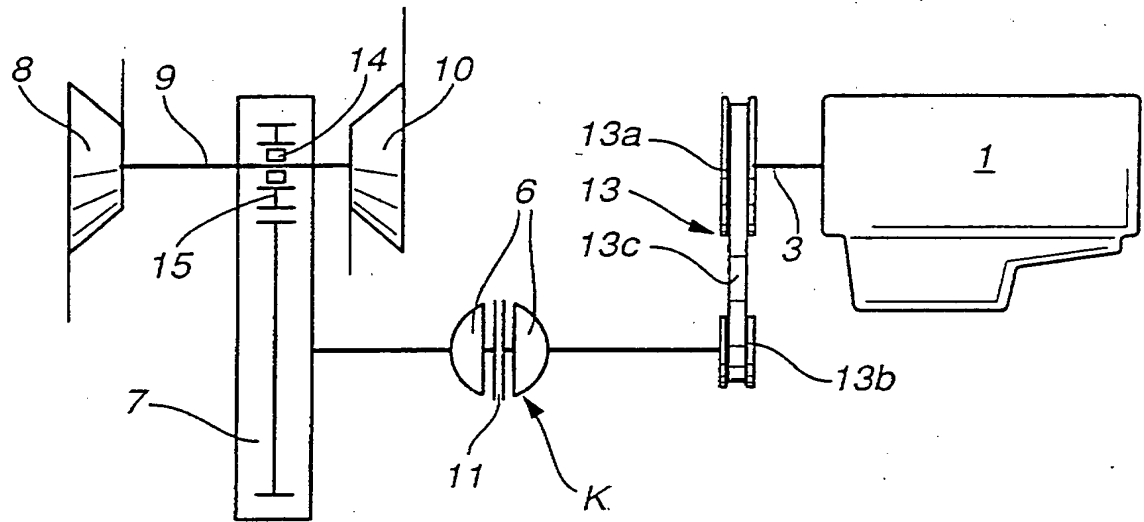


Fig. 4

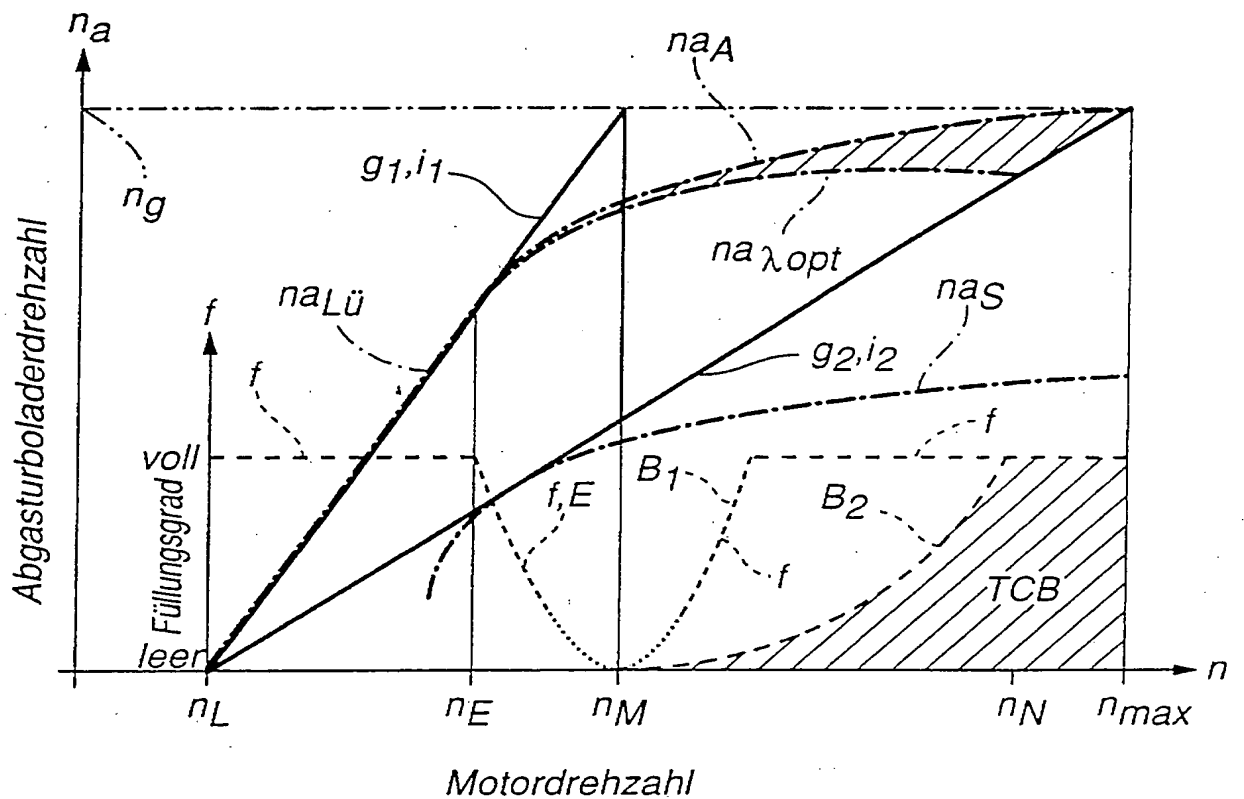




Fig. 1

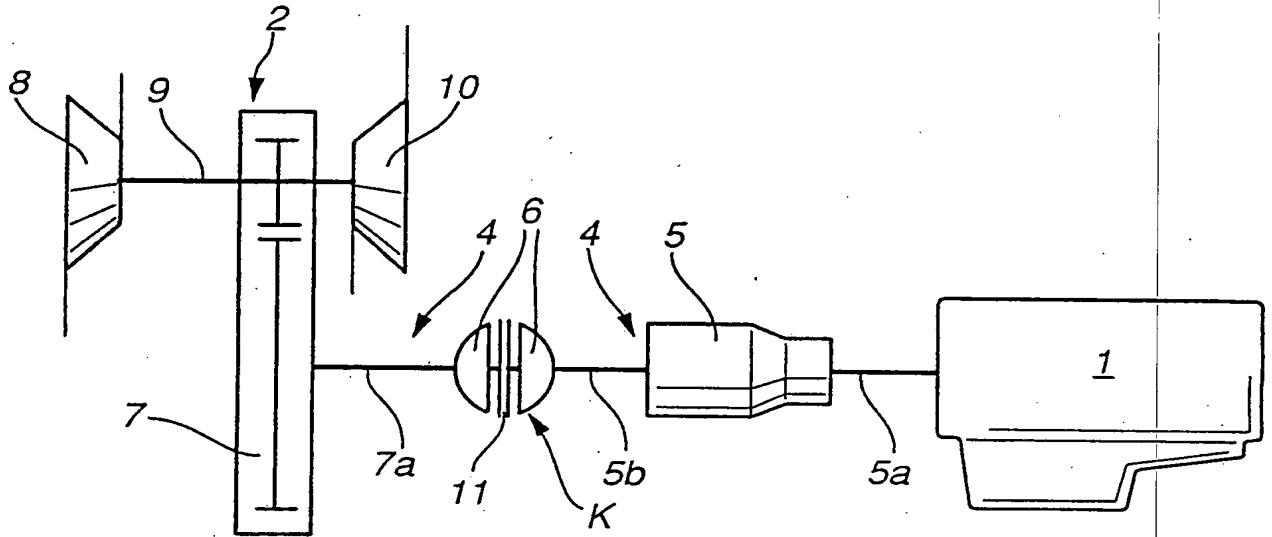


Fig. 2

